Journal of Agricultural Machinery

Homepage: https://jame.um.ac.ir

Research Article
Vol. 12, No. 2, Summer 2022, p. 119-130

Exergy Analysis of the Steam Generation System to Explore the Potential for Optimizing Energy Consumption

I. Golpour, P. Ahmadi Moghaddam[2*], A. M. Nikbakht[3]

1- PhD Student, Department of Mechanical Engineering of Biosystems, Urmia University, Urmia, Iran
2- Associate Professor of Department of Mechanical Engineering of Biosystems, Urmia University, Urmia, Iran
3- Professor of Department of Mechanical Engineering of Biosystems, Urmia University, Urmia, Iran
(*- Corresponding Author Email: p.ahmadi@urmia.ac.ir)

Received: 03-06-2019 Revised: 28-09-2019 Accepted: 08-10-2019	**How to cite this article:** Golpour, I., P. Ahmadi Moghaddam, and A. M. Nikbakht. 2022. Exergy Analysis of the Steam Generation System to Explore the Potential for Optimizing Energy Consumption. Journal of Agricultural Machinery 12 (2): 119-130. (In Persian). DOI: 10.22067/jam.2021.57932.0

Introduction

Steam generation system is a crucial and essential part of food industries which generates and distributes steam for consumption in domestic production units. Energy analysis based on the first law of thermodynamics was employed as the basic approach to assess energy systems. However, the energy approach does not provide information on the degradation of the energy quality occurring within energy systems and is, therefore, insufficient for sustainable design or optimization goals. Nevertheless, exergy analysis based on both the first and second laws of thermodynamics can overcome shortcomings of energy analysis. In the present study, the performance of equipment of the steam generation system in Pakdis's juice production Company located in Urmia is investigated. Owing to the energy and exergy analyses, the sites with the highest loss of exergy are identified as the critical points of the process.

Materials and Methods

In this study, the steam generation unit of a juice production company located in Urmia, West Azarbaijan province in Iran was exergetically analyzed. Using mass, energy, and exergy balances for each component of the unit, the thermodynamic objective functions including the exergy efficiency, exergy destruction rate, exergy loss rate, and the potential improvement rate were assessed. After data acquisition, energy and exergy analysis of this unit was achieved by solving the related equations with the help of thermodynamic properties along with programming in EES software package.

Results and Discussion

The results showed that the highest exergy efficiency of 98.44% was assigned to the steam distributor (O) of the unit with a potential improvement rate of 1.51 kW and an exergy loss rate of 68.80 kW, as well as the pump (M) before the fourth boiler with an exergy efficiency of 19.69%, had the lowest value of exergy efficiency. The values of 12.55 and 11.93 kW were obtained for the exergy destruction rate and its potential improvement rate, respectively. The highest exergy destruction rate of the unit was for the first boiler with a value of 12391.80 kW, with an efficiency of 19.55% and a potential improvement rate of 10295.26 kW.

Conclusion

With regard to the energy and exergy analyses of the steam production system, more than 98% of the exergy destruction rate of the entire steam generation system was assigned to boilers, which had a major contribution to the exergetic efficiency of the system. The highest percentage of potential improvement was related to the first boiler and also the third boiler had the highest exergy loss rate, although the lowest exergy loss rate was the expansion tank of the system. In general, this study demonstrated the importance of exergy analysis for detecting the system components with the highest exergy destruction, which can be a breakthrough to identify these components and provides suitable solutions to improve the overall exergy efficiency of the steam-generating system.

Keywords: Exergetic efficiency, Exergy destruction rate, Exergy potential improvement rate, Steam generation system

نشریه ماشین‌های کشاورزی
https://jame.um.ac.ir

مقاله پژوهشی
جلد ۱۲، شماره ۲، تابستان ۱۴۰۱، ص ۱۳۰-۱۱۹

تحلیل اکسرژی سامانه تولید بخار به‌منظور کاوش پتانسیل بهینه‌سازی مصرف انرژی

ایمان گلپور[1]، پرویز احمدی مقدم[2*]، علی محمد نیکبخت[3]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۳/۱۳
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۷/۱۶

چکیده

در این کار تحقیقاتی، تحلیل انرژی و اکسرژی سامانه تولید بخار شرکت آبمیوه پاکدیس ارومیه با چهار دیگ بخار بررسی شد و با استفاده از معادلات تعادل جرم، انرژی و اکسرژی برای هر یک از اجزای سامانه، توابع هدف ترمودینامیکی شامل بازده اکسرژی، نرخ تخریب اکسرژی، نرخ تلفات اکسرژی و نرخ پتانسیل بهبود آن‌ها بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیکی مورد ارزیابی قرار گرفت. پس از اکتساب داده‌ها، تحلیل انرژی و اکسرژی این سامانه با حل معادلات مربوطه با کمک روابط خواص ترمودینامیکی همراه با برنامه‌نویسی در نرم‌افزار EES صورت پذیرفت. نتایج نشان داد که بیشترین بازده اکسرژی ۹۸/۴۴ درصد، مربوط به توزیع‌کننده بخار (O) سامانه با نرخ پتانسیل بهبود ۱/۵۱ کیلووات و نرخ تخریب اکسرژی ۲۸/۳۸ کیلووات بود، و همچنین پمپ (M) قبل از دیگ بخار چهارم با بازده اکسرژی ۱۹/۶۹ درصد دارای کمترین مقدار بازده اکسرژی بود به طوری‌که مقادیر ۱۲/۵۵ و ۱۱/۹۳ کیلووات به‌ترتیب برای نرخ تخریب اکسرژی و نرخ پتانسیل بهبود آن حاصل شد. بیشترین نرخ تخریب اکسرژی سامانه را دیگ بخار اول با مقدار ۱۲۳۹۱/۸۰ کیلووات با بازده ۱۹/۵۵ درصد و نرخ پتانسیل بهبود ۱۰۲۹۵/۲۶ کیلووات دارا بود. طبق نتایج حاصله، بیشترین و کمترین مقدار نرخ تلفات اکسرژی سامانه با مقادیر ۴۴۶/۹۰ و ۰/۴۷ کیلووات به‌ترتیب برای دیگ بخار سوم (L) و منبع انبساط (F) به‌دست آمد.

واژه‌های کلیدی: بازده اکسرژی، سامانه تولید بخار، نرخ پتانسیل بهبود اکسرژی، نرخ تخریب اکسرژی

مقدمه

سامانه‌های تولید بخار در هر واحد صنعتی همچون صنایع غذایی، صنایع داروسازی، صنایع نفت و گاز، صنایع شیمیایی و دیگر صنایع مهم، به‌عنوان یکی از مهم‌ترین و حیاتی‌ترین بخش‌های این واحدها محسوب می‌شوند که دستیابی به عملکرد بهینه سامانه با تحلیل روش‌های مناسب و ارائه راهکارهای مفید برای این سامانه‌ها، به‌عنوان هدفی دائم برای همه تولیدکنندگان و مجتمع‌های صنعتی مطرح می‌باشد تا با کاهش هزینه‌ها بتوانند مجموعه سودآورتری را اداره نمایند. به دلیل افزایش روزافزون مصرف انرژی و نیز کاهش مداوم منابع آن در جهان، به‌خصوص در ایران بحث انرژی و راهکارهای صرفه‌جویی و استفاده بهینه از آن می‌تواند نقش مهمی در حفظ ذخایر انرژی کشور داشته باشد. از طرفی، انرژی یکی از عوامل مهم تعیین‌کننده اقتصادی و صنعتی کشورها محسوب می‌شود به طوری‌که یک فاکتور مهم و اساسی در جهت رسیدن به هدف‌های اقتصادی و صنعتی می‌باشد (Jokandan *et al*., 2015). در تحلیل سامانه‌های انرژی بر پایه قانون اول ترمودینامیک (موازنه انرژی)، تمام شکل‌های انرژی معادل فرض می‌شود و کاهش کیفیت انرژی با تبدیل شکل‌های انرژی لحاظ نمی‌شود در حالی‌که تحلیل اکسرژی همراه با قانون اول و دوم ترمودینامیک به‌صورت معیار جامعی از کیفیت شکل‌های مختلف انرژی در تحلیل سامانه‌های انرژی، این امکان را فراهم می‌سازد. تحلیل اکسرژی، ابزاری مفید برای ظاهر کردن تفاوت بین تلفات انرژی با برگشت‌ناپذیری‌های داخلی و سنجش کارکرد اجزای یک روند تولید است (Utlu and Hepbasli, 2007). لذا، این تحلیل، روشی مناسب برای تشخیص کارکرد اجزای فرآیند و تعیین انرژی مورد استفاده و تلف‌شده است (Ziaaddini *et al*., 2017). بنابراین، با این روش می‌توان اکسرژی

۱- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
۳- استاد گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
(*- نویسنده مسئول: (Email: p.ahmadi@urmia.ac.ir
DOI: 10.22067/jam.2021.57932.0

نقاطی را که در آن‌ها تبدیل انرژی صورت می‌گیرد، به‌دست آورد؛ راندمان اجزای سیکل را محاسبه کرد؛ همچنین می‌توان محل وقوع بیشترین تلفات را شناسایی و برای کاهش آن‌ها تلاش کرد (Dincer and Cengel, 2001). با این حال، موازنه انرژی، بیانی از قانون بقای انرژی و موازنه اکسرژی بیانی از قانون اتلاف انرژی[1] است. اتلاف انرژی معادل اتلاف اکسرژی[2] به علت برگشت‌ناپذیری فرآیندهای واقعی است، لذا فرآیندهای برگشت‌پذیر اتلاف اکسرژی ندارند (Kotas, 2012). با این حال، تحلیل اکسرژی به‌عنوان بهترین ابزار جهت بهینه‌سازی سیکل‌های صنعتی با توجه به داده‌های سیکل محسوب می‌شود (Rosen and Dincer, 2001). همچنبن، تجزیه و تحلیل عملکرد اکسرژی نه تنها می‌تواند بزرگی، مکان و دلایل برگشت‌ناپذیری در سامانه‌های صنعتی را مشخص کند بلکه ارزیابی معنی‌دارتری از این سامانه‌ها را برای بهره‌وری اجزای مجزای آن‌ها می‌دهد. بنابراین، تجزیه و تحلیل اکسرژی نشان‌دهنده‌ی یک دید واقع‌بینانه از عملکرد تجهیزات است و ابزاری مفید برای ارزیابی مهندسی محسوب می‌شود (Utlu and Hepbasli, 2007; Rosen and Dincer, 2001). از آنجا که اکسرژی دسترسی به حداکثر کار مفیدی تعریف می‌شود که در ضمن رسیدن به تعادل با شرایط محیط از انرژی نابسامان[3] گرفته شود و با توجه به این‌که انواع مختلف انرژی به‌طور مستقیم در ترم‌های اکسرژی در نظر گرفته می‌شوند، می‌توان گفت که بازده اکسرژی یک معیار عینی و دقیق برای ارزیابی سیستم‌های ترمودینامیکی است (Kotas, 1995). امروزه استفاده از روش تحلیل اکسرژی و استفاده از قانون دوم ترمودینامیک در آنالیز سامانه‌های مهندسی، بر دیگر روش‌ها ترجیح داده می‌شود، زیرا این نوع تحلیل دارای دقت بیشتر، قابل اعتمادتر و از همه مهم‌تر دارای نتایج معنی‌دارتری است (Moran and Talwar, 1994). در سال‌های اخیر، محققان زیادی از روش اکسرژی برای تحلیل واحدهای صنعتی استفاده کردند. در پژوهشی، به تحلیل اکسرژی یک کوره اقتصادی پرداخته شد و بازده اکسرژی مورد ارزیابی قرار گرفت به صورتی‌که بازده اکسرژی سامانه ۵۵٪ برآورد شد (Camdali and Tunc, 2003). همچنین در تحقیقی دیگر، تحلیل انرژی و اکسرژی نیروگاه بخار شهید منتظری در اصفهان با ظرفیت ۲۰۰ مگاواتی مورد بررسی قرار گرفت (Ahmadi and Toghraie, 2016)؛ نتایج تحلیل انرژی و اکسرژی این تحقیق نشان داد که ۶۹/۸۰٪ انرژی تلف شده کل در کندانسور اتفاق افتاد درحالی‌که این تحلیل نشان داد که ۸۵/۶۶٪ کل اکسرژی ورودی توسط دیگ بخار از بین رفت. در تحقیقی دیگر، با استفاده از تحلیل انرژی و اکسرژی به بررسی تعیین محل‌ها و افت‌ها برای ماکزیمم کردن عملکرد یک نیروگاه ۵۰۰ مگاواتی پرداخته شد و بیشترین تخریب اکسرژی فرآیند تولید بخار را برای دیگ‌های بخار گزارش شد (Mborah and Gbadam, 2010). همچنین جوکندان و همکاران (Jokandan *et al.*, 2015) به تحلیل اکسرژی سامانه تولید بخار در یک کارخانه تولید ماست پرداختند و به این نتیجه رسیدند که دیگ‌های بخار با مقدار ۱۲۴۸۴/۸۸ کیلووات بیشترین نرخ تخریب اکسرژی را در بین تجهیزات کارخانه داشت.

بنابراین، گام اصلی در تحلیل سامانه‌های انرژی تشخیص محل و مقدار کاهش کیفیت انرژی است که با تحلیل اکسرژی در این تحقیق انجام می‌شود به طوری‌که این پژوهش یک طرح ارتباط با صنعت محسوب می‌شود و مبتنی بر عملکرد واقعی کارخانه انجام شده است و برای اولین مرتبه، تحلیل اکسرژی سامانه تولید بخار یک کارخانه تولید آبمیوه در ایران نیز انجام شده است که از نتایج این تحقیق می‌توان در تحقیقات دیگر در بخش تحلیل اکسرژی اقتصادی این سامانه نیز استفاده نمود. بر این اساس، با توجه به ضرورت و اهمیت سامانه تولید بخار در کارخانه‌ها که به‌عنوان بخش اساسی هر کارخانه جهت تولید بخار برای مصرف در واحدهای تولیدی داخلی آن‌ها به حساب می‌آید، در این تحقیق، عملکرد تجهیزات سامانه تولید بخار در شرکت تولید آبمیوه پاکدیس واقع در ارومیه بررسی و با تحلیل انرژی و اکسرژی، محل‌هایی با بیشترین اتلاف اکسرژی به‌عنوان نقاط بحرانی فرآیند شناسایی می‌شود.

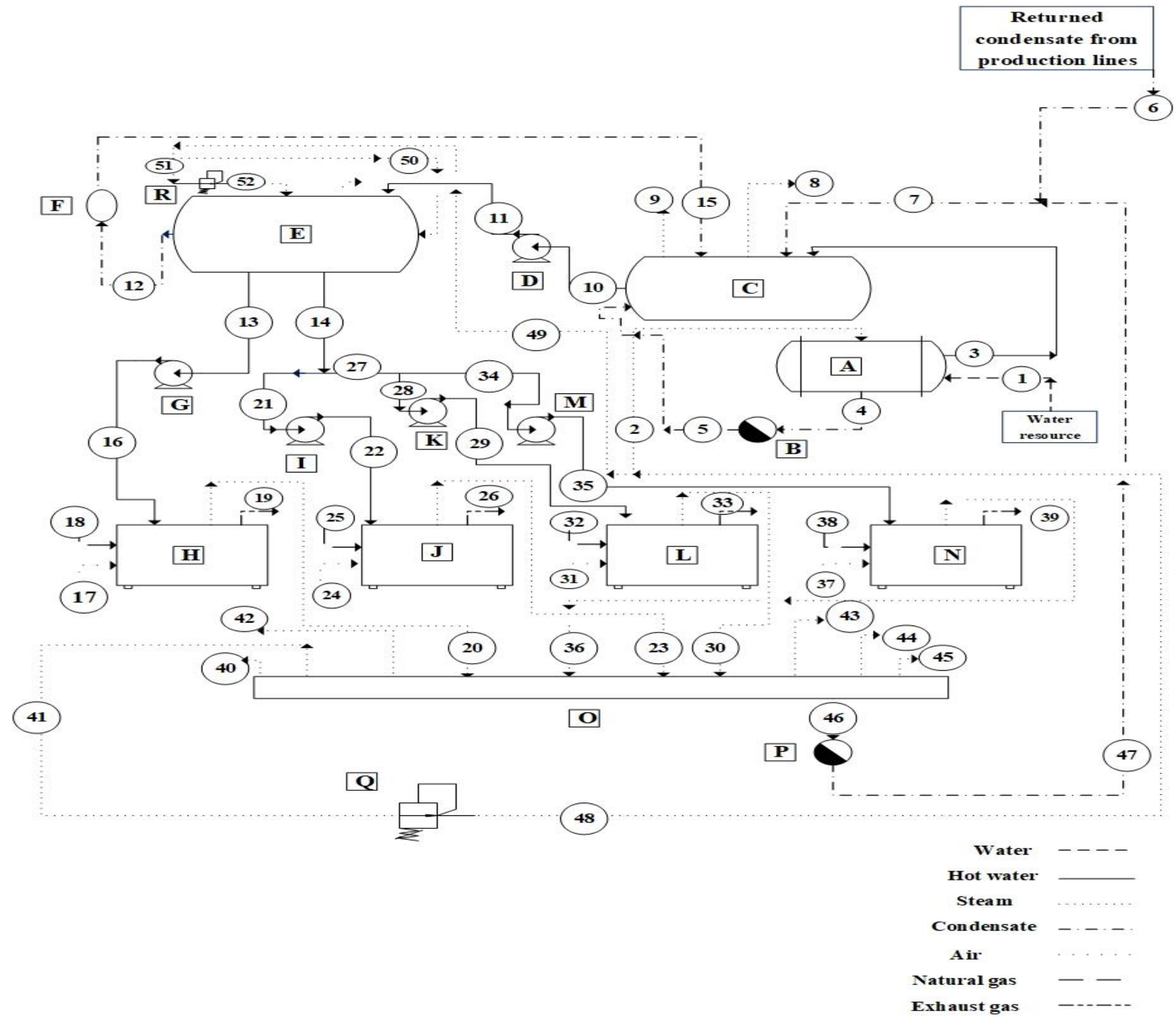
مواد و روش‌ها

سامانه تولید بخار

ابتدا برای تحلیل اکسرژی، طرحواره‌ای از سامانه تولید بخار رسم شد و مسیر ورود تا خروج آب سرد، آب گرم و بخار تعیین گردید. این طرحواره از سامانه تولید بخار مرکزی شرکت آبمیوه پاکدیس ارومیه، در شکل ۱ نشان داده شده است که در آن، اعداد داخل دایره نشان‌دهنده‌ی مسیر جریان و اعداد داخل مربع نشان‌دهنده‌ی اجزای سامانه می‌باشند؛ لازم به ذکر است که این دیاگرام جریان فرآیند[4] (PFD) با کمک نرم‌افزار Visio Professional (2016) ترسیم شده است (شکل ۱). در این تحقیق، مدل دی اریتور HDL ساخت ایران با ظرفیت ۱۱۰۰۰ پوند بر ساعت، دیگ بخار H، با مدل ۳۰C با ظرفیت ۳۰۰۰۰ پوند بر ساعت، دیگ بخار J وL، با مدل ۲۲۵C با ظرفیت ۱۴۰۰۰ پوند بر ساعت و دیگ بخار N، با مدل ۱۴C با ظرفیت ۳۰۰۰۰ پوند بر ساعت به طوری‌که هر چهار دیگ بخار ساخت کشور ایران بودند. در این سامانه، ابتدا آب سرد با دمای ۲۹۲/۱۵ درجه کلوین برای عملیات پیش گرمایش، وارد مبدل حرارتی پوسته و لوله

1- Degradation of energy
2- Exergy loss
3- Disordered energy
4- Process flow diagram

شد و در نهایت آب با دمای ۳۲۰/۱۵ درجه کلوین از مبدل حرارتی خارج و وارد مخزن کندانس شد. آب وارد شده همراه با آب کندانس‌های برگشتی از سالن‌های تولید و دی اریتور، با دمای ۳۳۹/۶۵ درجه کلوین به دی‌اریتور پمپاژ شد تا عملیات اکسیژن‌زدایی و گرم کردن آب ورودی به دیگ‌های بخار صورت پذیرد. بخار ورودی به دی‌اریتور با دما و فشار به‌ترتیب ۳۸۳/۱۵ درجه کلوین و ۱۳۱/۳۲۵ کیلوپاسکال از توزیع‌کننده بخار مرکزی پس از خروج فشارشکن تأمین شد. در نهایت، آب خروجی از دی‌اریتور با دمای ۳۶۱/۶۵ درجه کلوین وارد دیگ‌های بخار فایرتیوب برای تولید بخار مورد استفاده سالن‌های تولید کارخانه منتقل شد. لازم به ذکر است که بخار تولیدی هر یک از دیگ‌های بخار به‌ترتیب برای دیگ اول ۴۵۳/۱۵ درجه کلوین و ۱۰۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال (جریان ۲۰)، دیگ بخار دوم ۴۴۳/۱۵ درجه کلوین و ۹۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال (جریان ۲۳)، دیگ بخار سوم ۴۴۶/۱۵ درجه سلسیوس و ۹۵۱/۳۲۵ کیلوپاسکال (جریان ۳۰)، و دیگ بخار چهارم، ۴۳۸/۱۵ درجه کلوین و ۹۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال (جریان ۳۶) حاصل شد. در نهایت، بخارهای تولیدی از دیگ‌های بخار به توزیع‌کننده بخار منتقل شد تا برای مصرف سالن‌های تولید کارخانه مورد استفاده قرار گیرد.



شکل ۱- طرحواره سامانه تولید بخار مرکزی: A: مبدل حرارتی؛ B و P: تله‌بخارها؛ C: مخزن کندانس؛ D، G، I، K و M: پمپ‌ها؛ E: دی اریتور؛ F: منبع انبساط؛ H، J، L و N: دیگ‌های بخار؛ O: توزیع‌کننده بخار؛ Q وR: فشارشکن‌ها

Fig.1. Scheme of central steam generation system: A: heat exchanger; B and P: steam traps; C: condensate tank; D, G, I, K and M: pumps; E: deaerator; H, J, L and N: boilers; O; steam distributer; R and Q; pressure reducers

اکتساب داده‌ها

داده‌های مورد نیاز برای تجزیه و تحلیل اکسرژی سامانه تولید بخار، از شرکت تولید آبمیوه پاکدیس واقع در منطقه شمال غربی ایران، در استان آذربایجان غربی، شهر ارومیه به‌دست آمد. در نهایت،

داده‌های زیر از کل سامانه تهیه گردید: نوع سیال (آب، بخار، هوای فشرده)، وضعیت سیال در کل خطوط (دما، فشار و دبی هر سیال در هر انشعاب و (توان اسمی و مصرفی پمپ‌ها).

لازم به ذکر است برای کسب داده‌ها هم از داده‌های ثبت شده در کارخانه و هم از ابزارهای اندازه‌گیری برای تعیین برخی پارامترها برای تحلیل اکسرژی استفاده شد. دستگاه دبی‌سنج صوتی که ساخت شرکت krohne مدل UFM 610P ساخت کشور آلمان بود برای اندازه‌گیری دبی آب گرم و سرد مورد استفاده قرار گرفت (شکل ۲). این نکته باید ذکر شود که این دبی‌سنج تقریباً در فاصله یک متری از ورودی و خروجی اجزا قرار می‌گرفت.





شکل ۲– سامانه اندازه‌گیری دبی آب ورودی و خروجی هر تجهیز

Fig.2. Measurement system of the inlet and outlet water mass flow of each component

همچنین اندازه‌گیری دماهایی که در دسترس نبود با دماسنج مادون قرمز (MASTECH, MS6520B) ساخت کشور ترکیه، به‌دست آمد. با توجه به این‌که برای محاسبه اکسرژی هوای ورودی به دیگ بخار نیاز به دبی هوای ورودی بود، بنابراین دبی هوای ورودی به دمنده توسط بادسنج سیم داغ (MODEL 8465- TSI) ساخت کشور آمریکا اندازه‌گیری شد به طوری‌که برای این منظور در قسمت ورودی فن، مقدار دبی در نقاط مختلف آن اندازه‌گیری شد و در نهایت، میانگین آن‌ها برای محاسبه دبی هوای ورودی جهت تحلیل اکسرژی در نظر گرفته شد. با این حال، این نکته باید بیان شود که برخی از داده‌ها توسط کارخانه ثبت شد و در این تحقیق مورد استفاده قرار گرفت به طوری‌که از سنسور PT100 برای اندازه‌گیری دما، گیج‌های فشار برای اندازه‌گیری فشار که متناسب با ورودی و خروجی‌ها هر جریان اجزای مشخص، قرار می‌گرفت. همچنین، توان مصرفی پمپ‌ها نیز توان نامی پمپ‌ها در بازده مکانیکی، بازده الکتریکی و بازده حجمی آن‌ها ضرب شد و در نهایت توان مصرفی حاصل شد که در محاسبات مورد استفاده قرار گرفت.

فرض‌های تحلیل اکسرژی

در طی روند انجام این تحقیق، فرض‌های زیر در نظرگرفته شد (Dowlati *et al.*, 2017):

الف) کل سامانه تولید بخار و اجزای مشخص آن، در شرایط حالت پایا نسبت به زمان در نظرگرفته شد.

ب) هوای ورودی و گاز احتراق خروجی از دیگ بخار به‌عنوان مخلوط گازهای ایده‌آل در نظر گرفته شد.

پ) برای احتراق گاز طبیعی در سامانه تولید بخار، یک واکنش شیمیایی کامل فرض شده است.

ت) اکسرژی‌های جنبشی و پتانسیل جریان‌های مختلف، با توجه به سهم ناچیز نسبت به کل اکسرژی، صرف‌نظر شد.

ث) دما و فشار حالت مرجع به‌ترتیب ۲۹۳/۱۵ کلوین و ۱۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال در نظر گرفته شد.

ج) تغییر در دمای محیط صرف‌نظر شد.

تحلیل انرژی و اکسرژی

اصل بقای جرم یا به نوعی معادلهٔ تعادل جرمی برای یک سیستم جریان پایا با چندین ورودی و خروجی در یک سیستم حجم کنترل می‌تواند به شکل نرخی به‌صورت رابطه (۱) بیان شود (Szargut *et al.*, 1988):

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \qquad (۱)$$

علاوه بر این، اصل بقای انرژی یا معادلهٔ تعادل انرژی برای یک سیستم جریان پایا در یک حجم کنترل را می‌توان به‌صورت رابطه (۲) بیان نمود:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \dot{m}h - \sum_{in} \dot{m}h \quad \text{یا} \quad \sum \dot{E}n_{in} = \sum \dot{E}n_{out} \qquad (۲)$$

که در این معادلات $\dot{m}_{in}$ و $\dot{m}_{out}$ به‌ترتیب نرخ‌های جریان‌های جرمی ورودی و خروجی (کیلوگرم بر ثانیه)، $\dot{E}n_{in}$ و $\dot{E}x_{out}$ نرخ‌های انرژی ورودی و خروجی (کیلوژول بر ثانیه)، h_{in} و h_{out} آنتالپی‌های ورودی و خروجی (کیلوژول بر کیلوگرم)، $\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت (کیلوژول بر ثانیه) و $\dot{W}$ نرخ کار (کیلوژول بر ثانیه) است.

علاوه بر این، معادلهٔ تعادل اکسرژی برای حالت پایا در یک حجم کنترل، برای به‌دست آورن تخریب اکسرژی به‌صورت رابطه (۳) بیان می‌شود (Ahmadi and Toghraei, 2016):

$$\dot{Q}(1 - T_0/T_s) - \dot{W} + \sum(\dot{m}_{in}h_{in}) - \sum(\dot{m}_{out}h_{out}) = \sum(\dot{E}x_{des}) \quad \text{یا} \quad (\dot{E}x_{in}) - \dot{E}x_out = \sum(\dot{E}x_{des}) + \dot{E}x_loss \qquad (۳)$$

که $\dot{E}x_in$ و $\dot{E}x_out$ نرخ‌های اکسرژی ورودی و خروجی (کیلوژول بر ثانیه)، $\dot{E}x_des$ نرخ تخریب اکسرژی (کیلوژول بر

ثانیه)، $\dot{E}x_loss$ نرخ اکسرژی تلف شده، T_s دما بر حسب درجهٔ کلوین، T_0 دمای محیط بر حسب درجهٔ کلوین هستند.

با این حال، اکسرژی جریان ویژه و نرخ اکسرژی جریانی فیزیکی آب و بخار نیز با استفاده از رابطه (۴) محاسبه شد (Colak et al., 2013):

$$ex^{ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad \text{و} \quad \dot{E}x^{ph} = \dot{m}\, ex \qquad (۴)$$

که در آن، $\dot{E}x^{ph}$ نرخ اکسرژی فیزیکی آب (کیلوژول بر ثانیه)، $\dot{m}$ نرخ جریان جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)، h آنتالپی ویژهٔ آب (کیلوژول بر کیلوگرم)، h_0 آنتالپی مرجع (کیلوژول بر کیلوگرم)، s آنتروپی ویژهٔ آب (کیلوژول بر کیلوگرم درجهٔ کلوین) و s_0 آنتروپی مرجع (کیلوژول بر کیلوگرم درجهٔ کلوین) است.

در حالت کلی، نرخ اکسرژی کل دیگ بخار از مجموع اکسرژی فیزیکی و شیمیایی حاصل شد (Soufiyan et al., 2016):

$$\dot{E}x = \dot{E}x^{ph} + \dot{E}x^{ch} \qquad (۵)$$

که نرخ اکسرژی شیمیایی سوخت مصرفی (گاز طبیعی) به‌صورت رابطه (۶) به‌دست آمد:

$$\dot{E}x^{ch} = \dot{m}\, ex^{ch} = \dot{m}\, \varphi q_LHV \qquad (۶)$$

به طوری که φ فاکتور اکسرژی شیمیایی سوخت‌های هیدروکربنی محسوب می‌شود و با استفاده از رابطه (۷) حاصل شد به طوری‌که q_{LHV} ارزش حرارتی پایین سوخت (کیلوژول بر کیلوگرم) است (Soufiyan et al., 2016):

$$\varphi = 1.033 + 0.0169\frac{b}{a} - \frac{0.0698}{a} \qquad (۷)$$

و همچنین نرخ اکسرژی فیزیکی گاز طبیعی مصرفی، هوای ورودی و دود خروجی نیز از رابطه (۸) به‌دست آمد (Dowlati et al., 2017):

$$\dot{E}x^{ph} = \dot{m}[C_p (T - T_0 - T_0 \ln(T/T_0)) + RT_0 \ln(P/P_0)] \qquad (۸)$$

که در آن، $\dot{E}x^{ph}$ نرخ اکسرژی فیزیکی برای هوا یا گاز (کیلوژول بر ثانیه)، $\dot{m}$ نرخ جریان جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)، C_p گرمای ویژه (کیلوژول بر کیلوگرم درجهٔ کلوین)، T دمای هوا یا گاز بر حسب درجهٔ کلوین، R ثابت گازها و P فشار هوا یا گاز (کیلوپاسکال) است.

که ظرفیت گرمای ویژه گاز طبیعی از رابطه (۹) به‌دست آمد:

$$C_p = \sum_{i=1}^{n} X_i C_{p,i} \qquad (۹)$$

که در روابط بالا C_p ظرفیت گرمای ویژه هوا یا گاز (کیلوژول بر کیلوگرم درجهٔ کلوین)، $C_{p,i}$ گرمای ویژهٔ جز i هوا یا گاز (کیلوژول بر کیلوگرم درجهٔ کلوین)، X_i کسر مولی جز i، هستند.

$$\dot{E}x^{ch} = \dot{m}n(\sum_i (y_i \varepsilon_i) + \bar{R}T_0 \sum_i (y_i \ln(y_i))) \qquad (۱۰)$$

به‌طوری که ε_i اکسرژی استاندارد شیمیایی (کیلوژول بر مول)، y_i کسر مولی جز i، $\bar{R}$ ثابت عمومی گازها (۸/۳۱۴ ژول بر مول درجه کلوین)، n تعداد مول ویژه (مول بر کیلوگرم) هستند. باید اشاره شود که اکسرژی شیمیایی گاز داغ خروجی با استفاده از اکسرژی‌های شیمیایی استاندارد ترکیبات گاز خروجی به‌دست آمد (Jokandan et al., 2015). همچنین، درصدهای مولی استاندارد اجزای مختلف که در حالت مرجع مورد بررسی قرار گرفته به شرح زیر می‌باشد (Szargut et al., 1988):

(O_2)=۷۵/۶۷، (N_2)=۲۰/۳۴، (CO_2)=۰/۰۳، $H_2O(g)$=۳/۰۳، (Ar)=۰/۹۲، (He)=۰/۰۰۰۵۲، (Ne)=۰/۰۰۱۸، (Kr)=۰/۰۰۰۰۷۶

با این حال، بازدهی قانون دوم ترمودینامیک (بازدهٔ اکسرژی) به‌عنوان یک مقیاس تقریبی از عملکرد برگشت‌پذیر در نظر گرفته شد که با استفاده از رابطه (۱۱) طبق عملکرد هر جز سامانه محاسبه شد:

$$\psi = (\dot{E}x_product)/(\dot{E}x_fuel) \qquad (۱۱)$$

به طوری که ψ بازده اکسرژی، $\dot{E}x_product$ نرخ اکسرژی محصول و $\dot{E}x_fuel$ نرخ اکسرژی سوخت در هر تجهیز می‌باشد.

در نهایت نرخ پتانسیل بهبود اکسرژی برای هر واحد عملیاتی با استفاده از رابطه (۱۲) محاسبه شد (Hepbasli, 2010):

$$\dot{I}\dot{P} = (1 - \psi)(\dot{E}x_in - \dot{E}x_out) \qquad (۱۲)$$

در رابطهٔ (۱۲) $\dot{I}\dot{P}$ نرخ پتانسیل بهبود (کیلوژول بر ثانیه)، $\dot{E}x_in$ و $\dot{E}x_in$ به‌ترتیب مجموع نرخ‌های اکسرژی ورودی به سامانه و مجموع نرخ‌های اکسرژی خروجی از سامانه (کیلوژول بر ثانیه) است.

علاوه بر این، نرخ اکسرژی تلف شده به دلیل انتقال حرارت از بدنه هر جز به محیط با استفاده از رابطه (۱۳) به‌دست آمد (Ahmadi and Toghraei, 2016):

$$\dot{E}x_(HL/HA) = \dot{Q}_(HL/HA)\,(1 - T_0/T_s) \qquad (۱۳)$$

لازم به ذکر است که از نرم‌افزار EES (Engineering Equation Solver) برای تجزیه و تحلیل داده‌ها استفاده شد به طوری‌که پس از وارد کردن داده‌ها و مشخص نمودن یکاهای آن‌ها با برنامه‌نویسی در این نرم‌افزار، تحلیل انرژی و اکسرژی سامانه انجام شد.

تحلیل عدم قطعیت با استفاده از روش توسعه‌یافته توسط هولمان (Holman, 2001) به‌منظور نمایش تکرارپذیری و تکرارناپذیری خطای آزمایشی داده‌ها با استفاده از رابطه (۱۴) محاسبه شد:

$$U = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial z_1}u_1\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial z_2}u_2\right)^2 + \dots \left(\frac{\partial F}{\partial z_n}u_n\right)^2} \qquad (۱۴)$$

نتایج و بحث

عدم قطعیت

در جدول ۱، تجزیه و تحلیل عدم قطعیت‌های دقیق برای اجزای سامانه تولید بخار مطابق رابطه (۱۴) محاسبه شده است. به‌طور کلی، همه عدم قطعیت‌های محاسبه شده در یک سطح قابل قبول (کمتر از ۵ درصد) می‌باشند.

تحلیل اکسرژی

با استفاده از داده‌های اندازه‌گیری و ثبت‌شده در سامانه تولید بخار شرکت پاکدیس، نوع سیال، دما، فشار و نرخ جریان جرمی به‌دست آمد به طوری که جدول ۲، نرخ اکسرژی جریان‌های این سامانه را بر اساس شماره هر نقطه که در شکل ۱ داده شده را نشان می‌دهد که با استفاده از روابط بیان شده برای هر جریان به‌دست آمد.

علاوه بر این، جدول ۳ شامل نرخ اکسرژی ورودی، نرخ اکسرژی خروجی، تخریب اکسرژی، بازده اکسرژی و نرخ پتانسیل بهبود هر یک از اجزای سامانه تولید بخار می‌باشد که با استفاده از داده‌های ارائه شده در جدول ۲ محاسبه شده است. با توجه نتایج به‌دست آمده، مشخص شد که بیشترین نرخ اکسرژی ورودی‌ها مربوط به دیگ‌های بخار بود به طوری که بیشترین مقدار اکسرژی ورودی برای این دیگ‌ها، ۱۵۹۰۷/۳۰ کیلووات برای دیگ بخار اول بود و اکسرژی خروجی آن مقدار ۳۱۱۰/۲۰ کیلووات حاصل شد. پس از دیگ بخار اول، نرخ اکسرژی ورودی دیگ بخار سوم (۱۱۳۵۸/۳۶ کیلووات با نرخ اکسرژی خروجی ۲۴۰۹/۴۴ کیلووات) دارای بیشترین نرخ اکسرژی ورودی بود. لازم به ذکر است که کمترین مقدار نرخ اکسرژی ورودی با توجه به مقادیر مشخصات ورودی مربوط به تله بخار (B) با مقدار نرخ ۴/۴۸ کیلووات حاصل شد (جدول ۳). همان‌طور که از جدول ۳ مشاهده می‌شود، در تمامی اجزای سامانه، مقادیر اکسرژی ورودی از اکسرژی خروجی بیشتر می‌باشد که این اختلاف بین اکسرژی ورودی و خروجی نشان‌دهنده‌ی تخریب اکسرژی در اجزای سامانه تولید بخار می‌باشد که بیشترین مقدار این اختلاف به‌ترتیب مربوط به دیگ بخار اول (H)، دیگ بخار سوم (L)، دیگ بخار دوم (J)، و دیگ بخار چهارم (N)، می‌باشد. با این حال، می‌توان بیشترین سهم‌های اصلی نرخ‌های تخریب اکسرژی در سامانه تولید بخار را به‌ترتیب زیر براساس اهمیت نزولی دسته‌بندی نمود: دیگ بخار اول (H) (۱۲۳۹۱/۸۰ کیلووات)، دیگ بخار سوم (L) (۸۵۰۲/۰۲ کیلووات)، دیگ بخار دوم (J) (۸۰۲۵/۱۵ کیلووات)، دیگ بخار چهارم (N) (۳۳۸۱/۹۸ کیلووات)، دی‌اریتور (E) (۱۴۰/۷۰ کیلووات)، فشارشکن (Q) (۱۳۴/۵۴ کیلووات)، مبدل حرارتی (A) (۳۲/۳۹ کیلووات) و مقادیر دیگر تخریب سایر تجهیزات که در جدول ۳ مشخص است به طوری که از کمترین مقادیر تخریب‌ها می‌توان به تله بخار (B) (۱/۴۸ کیلووات)، تله بخار (P) (۰/۰۶ کیلووات) و منبع انبساط (F) (۰/۰۱ کیلووات) اشاره نمود (جدول ۳).

شکل ۳، درصد نرخ‌های تخریب اکسرژی اجزای سامانه تولید بخار را نشان می‌دهد به طوری که مشخص است بیش از ۹۸ درصد نرخ تخریب اکسرژی سامانه تولید بخار مربوط به دیگ‌های بخار می‌باشد که به‌ترتیب برای دیگ بخار اول، دوم، سوم و چهارم ۳۷/۸۲، ۲۴/۵۷، ۲۵/۹۴ و ۱۰/۳۲ درصد از کل تخریب اکسرژی این خط در آن اتفاق افتاده است که اثر عمیق آن روی کل بازده اکسرژی سامانه آشکار است (شکل ۳). با این حال، این نتایج به‌دست آمده با نتایج جوکندان و همکاران (Jokandan *et al.*, 2015) همخوانی داشت به طوری‌که دیگ‌های بخار در تحقیق مربوطه بیشترین نرخ تخریب اکسرژی و کمترین بازده را داشتند. بنابراین، انتقال حرارت شدید، واکنش شیمیایی شدید، تغییر شکل سریع فازی آب و اختلاط بزرگ را می‌توان به‌عنوان دلایلی برای نرخ تخریب اکسرژی بالای آن‌ها ذکر کرد. لذا، با ارائه راهکارهایی همچون غنی‌سازی اکسیژن و پیش‌گرمایش هوا و همچنین کاهش مقدار هوای احتراق می‌توان برگشت‌ناپذیری دیگ بخار را کاهش داد. همچنین، با نگهداشتن دمای شعله در مقادیر بالاتر و حفظ گرادیان دما در مقادیر پایین‌تر در محفظه احتراق می‌توان، نرخ تخریب اکسرژی را کاهش داد به طوری‌که در تحقیق (Gümüş and Atmaca, 2013) چنین راهکارهایی را برای کاهش برگشت‌ناپذیری دیگ بخار گزارش نمودند.

جدول ۱- تحلیل عدم قطعیت برای اجزای سامانه تولید بخار

Table 1- Uncertainty analysis for the components of the steam generation unit

عدم قطعیت Uncertainty	واحد Unit	پارامترها Parameters
± 0.028	(°C)	عدم قطعیت در اندازه‌گیری دما (Uncertainty in the temperature measurement)
± 0.015	(kPa)	عدم قطعیت در اندازه‌گیری فشار (Uncertainty in the pressure measurement)
± 0.214	($kg\ s^{-1}$)	عدم قطعیت در اندازه‌گیری نرخ جریان جرمی هوا (Uncertainty in the mass flow rate measurement of air)
± 0.022	($kg\ s^{-1}$)	عدم قطعیت در اندازه‌گیری نرخ جریان جرمی آب (Uncertainty in the mass flow rate measurement of water)
± 1.428	%	عدم قطعیت بازده اکسرژی مبدل حرارتی (Uncertainty for exergy efficiency of heat exchanger)

جدول ۲- نوع سیال، دما، فشار و نرخ جریان جرمی و نرخ اکسرژی برای جریان‌های سامانه تولید بخار

Table 2- Fluid type, temperature, pressure, mass flow rate, and exergy rate for the streams of the steam generation system

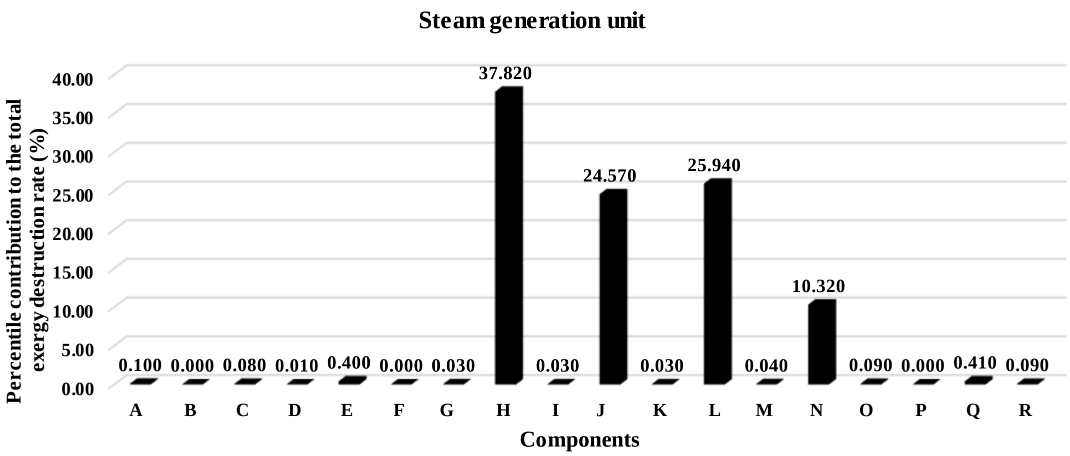
شماره جریان State no.	نوع سیال Fluid type	نرخ اکسرژی Exergy rate (kW)	شماره جریان State no.	نوع سیال Fluid type	نرخ اکسرژی Exergy rate (kW)
1	آب (Water)	0.49	27	آب داغ (Hot water)	137.37
2	بخار (Steam)	68.59	28	آب داغ (Hot water)	80.79
3	آب داغ (Hot water)	27.98	29	آب داغ (Hot water)	86.26
4	آب کندانس (Condensate)	4.48	30	بخار (Steam)	1620.00
5	آب کندانس (Condensate)	2.65	31	هوا (Air)	0.00
6	آب کندانس (Condensate)	120.40	32	گاز طبیعی (Natural gas)	11256.60
7	آب کندانس (Condensate)	142.00	33	گاز داغ خروجی (Exhaust gas)	889.44
8	بخار (Steam)	3.02	34	آب داغ (Hot water)	56.58
9	بخار (Steam)	1.84	35	آب داغ (Hot water)	60.22
10	آب داغ (Hot water)	146.30	36	بخار (Steam)	926.22
11	آب داغ (Hot water)	151.10	37	هوا (Air)	0.00
12	بخار+ آب داغ (Steam+ Hot water)	11.67	38	گاز طبیعی (Natural gas)	4936.08
13	آب داغ (Hot water)	106.70	39	گاز داغ خروجی (Exhaust gas)	579.00
14	آب داغ (Hot water)	218.20	40	بخار (Steam)	925.44
15	آب داغ (Hot water)	11.19	41	بخار (Steam)	438.70
16	آب داغ (Hot water)	114.00	42	بخار (Steam)	1490.94
17	هوا (Air)	0.00	43	بخار (Steam)	1325.14
18	گاز طبیعی (Natural gas)	15666.80	44	بخار (Steam)	891.20
19	گاز داغ خروجی (Exhaust gas)	988.20	45	بخار (Steam)	985.10
20	بخار (Steam)	2122.00	46	بخار (Steam)	5.82
21	آب داغ (Hot water)	80.79	47	آب کندانس (Condensate)	4.14
22	آب داغ (Hot water)	87.38	48	بخار (Steam)	246.29
23	بخار (Steam)	1530.00	49	بخار (Steam)	177.70
24	هوا (Air)	0.00	50	بخار (Steam)	83.74
25	گاز طبیعی (Natural gas)	10574.49	51	بخار (Steam)	93.96
26	گاز داغ خروجی (Exhaust gas)	838.20	52	بخار (Steam)	59.75

با این حال، تمامی راه حل‌های ذکر شده در بالا اشکالاتی مانند دمای بالای گاز خروجی و اتلاف بیشتر حرارت از دودکش دیگ بخار به محیط را دارند. علاوه بر این، پیش گرمایش آب ورودی با استفاده از گرمای گازهای خروجی می‌تواند به بهبود بازده اکسرژی دیگ‌های بخار کمک کند که چنین راهکاری برای افزایش بازده دیگ بخار در تحقیق (Todorović *et al.*, 2014) ذکر شده است. همچنین، پس از دیگ‌های بخار، دی اریتور (E)، فشارشکن (Q) و مبدل حرارتی به‌ترتیب با درصد نرخ تخریب‌های ۰/۴۳، ۰/۴۱ و ۰/۱ درصد، بیشترین تخریب را دارا بودند و در نهایت منبع انبساط، کمترین مقدار و تخریب تخریب اکسرژی را در این سامانه داشت (شکل ۳). با توجه به این موضوع که برای منبع انبساط تقریباً هیچ تغییرات دما و فشار در آن وجود نداشت؛ نرخ‌های تخریب اکسرژی تقریباً نزدیک صفر به‌دست آمد. کاهش دمای زیاد و کاهش فشار بالا، می‌تواند به‌عنوان دلایلی برای نرخ تخریب اکسرژی بالای رخ داده شده در کاهنده فشارها باشد. باید به این اشاره شود که بخشی از این برگشت‌ناپذیری می‌تواند به‌وسیله یک شیر اختلاط ساده بازیابی شود. انتقال حرارت سریع همراه با تفاوت دمایی زیاد در مبدل حرارتی سامانه تولید بخار برای نرخ تخریب اکسرژی بالا رخ داده در این سامانه ظاهر شد. همچنین، اگر بتوان مقدار انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی را با کمترین اختلاف دمایی ممکن بین سیالات در اطراف محصول و سوخت حفظ نمود، نرخ تخریب اکسرژی آن می‌تواند کاهش یابد.

جدول ۳- نرخ‌های اکسرژی ورودی و خروجی، نرخ تخریب اکسرژی، بازده اکسرژی و نرخ پتانسیل بهبود اکسرژی برای هر جزء از سامانه تولید بخار

Table 3- Inlet and outlet exergy rates, exergy destruction rate, exergy loss rate, exergetic efficiency, and exergetic improvement potential rate of each component of the steam generation system

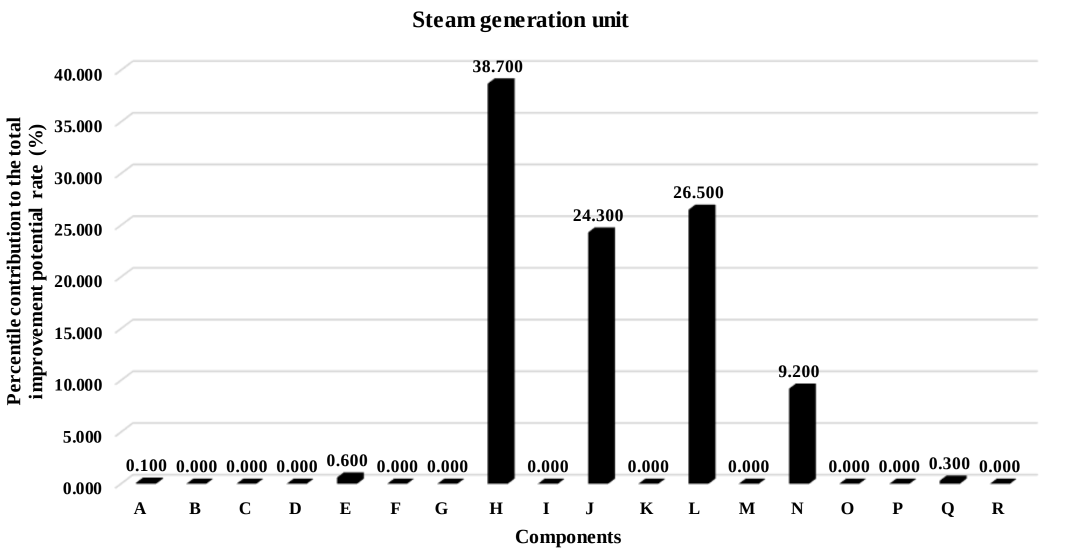
تجهیزات Subcomponent(s)	نرخ اکسرژی ورودی Inlet exergy rate (kW)	نرخ اکسرژی خروجی Outlet exergy Rate (kW)	نرخ تخریب اکسرژی Exergy destruction rate (kW)	نرخ اکسرژی تلف شده Exergy loss Rate (kW)	بازده اکسرژی Exergetic efficiency (%)	نرخ پتانسیل بهبود Improvement potential rate (kW)
مبدل حرارتی (A)	69.08	32.46	32.39	4.22	42.88	20.92
تله بخار (B)	4.48	2.65	1.48	0.34	59.22	0.74
مخزن کندانس (C)	183.80	154.20	25.50	4.11	83.89	4.77
پمپ (D)	154.40	151.10	2.38	1.01	58.73	1.40
دی اریتور (E)	664.80	336.60	140.70	187.50	50.62	162.10
منبع انبساط (F)	11.67	11.19	0.01	0.47	95.88	0.01
پمپ دیگ بخار اول (G)	125.20	114.00	10.08	1.19	39.09	6.86
دیگ بخار اول (H)	15907.30	3110.20	12391.80	405.30	19.55	10295.26
پمپ دیگ بخار دوم (I)	99.29	87.38	11.27	0.64	35.60	7.67
دیگ بخار دوم (J)	10671.25	2368.20	8052.15	250.90	22.19	6460.60
پمپ دیگ بخار سوم (K)	99.29	86.26	11.28	1.75	29.59	9.17
دیگ بخار سوم (L)	11358.36	2409.44	8502.02	446.90	21.21	7050.85
پمپ دیگ بخار چهارم (M)	75.08	60.22	12.55	2.30	19.69	11.93
دیگ بخار چهارم (N)	5004.80	1505.22	3381.98	117.60	30.07	2446.90
توزیع‌کننده بخار (O)	6234.42	6137.24	28.38	68.80	98.44	1.51
تله بخار (P)	5.82	4.14	0.06	1.61	71.12	0.48
فشارشکن (Q)	438.70	246.29	134.54	57.87	56.14	84.37
فشارشکن (R)	93.96	59.75	30.91	3.29	63.59	12.45



شکل ۳- سهم درصدی نرخ‌های تخریب اکسرژی اجزای مختلف سامانه تولید بخار به نرخ تخریب اکسرژی کل

Fig.3. Percentile contribution of the exergy destruction rate of the different components of steam generation unit to the total exergy destruction rate

با توجه به نتایج به‌دست آمده برای بازده اکسرژی‌های تجهیزات، توزیع‌کننده بخار (O) با بازده اکسرژی ۹۸/۴۴ درصد دارای بیشترین بازده اکسرژی و همچنین، منبع انبساط (F) و منبع انبساط (C) دومین و سومین بازده اکسرژی را به‌ترتیب ۹۵/۸۸ و ۸۳/۸۹ درصد بازده اکسرژی خط تولید بخار نشان دادند (جدول ۳). همچنین با توجه به این نتایج مشخص است که دیگ بخار اول (H)، دارای کمترین بازده اکسرژی ۱۹/۵۵ درصد است. کمترین بازده اکسرژی دوم با بازده ۱۹/۶۹ درصد مربوط به پمپ دیگ بخار چهارم (M) بود که در بین بازده پمپ‌ها نیز کمترین مقدار را داشت (جدول ۳). با این حال، می‌توان بازده کم پمپ را به نرخ بالای تخریب اکسرژی و به علت مقدار بالای کار مکانیکی اعمال شده برای پمپاژ آب در این واحد نسبت داد که به دلیل اتلاف حرارتی می‌تواند باشد به طوری که این نتایج با نتایج جوکندان و همکاران (Jokandan *et al.*, 2015) مشابهت داشت که علت بازده پایین پمپ‌ها را مقدار کار مکانیکی و اتلاف حرارتی بالای آن بیان نمودند. بنابراین، درصد پایین بازده اکسرژی پمپ‌ها را با کاهش اکسرژی مصرفی الکتریکی پمپ‌ها با استفاده از محرک‌های با سرعت متغیر (VSD) کاهش داد و به همین صورت می‌توان باعث تقویت بازده‌های اکسرژی آن شد. دی اریتور با بازده ۵۰/۶۲ درصد بعد از دیگ‌های بخار اول، سوم و دوم، دارای بیشترین نرخ تلفات اکسرژی ۱۸۷/۵۰ کیلووات بود به طوری که بازده دی‌اریتور را می‌توان با عایق‌بندی مناسب، قرارگیری در ارتفاع بیشتر و افزایش دمای ورودی آب به آن افزایش داد. همچنین، کمترین بازده به‌دست آمده برای دیگ‌های بخار پس از دیگ بخار اول H با بازده ۱۹/۵۵ درصد، مربوط به دیگ‌های بخار سوم، دوم و چهارم به‌ترتیب بازده‌های اکسرژی ۲۱/۲۱، ۲۲/۱۹ و ۳۰/۰۷ درصد حاصل شد (جدول ۳). بنابراین، بازده اکسرژی دیگ‌های بخار فایرتیوب را می‌توان با نصب توربولاتور بهبود بخشید به طوری‌که با ایجاد اغتشاش در جریان و از بین بردن لایه مرزی، ضریب انتقال حرارت را افزایش داده و از رسوب دوده بر سطح داخلی لوله جلوگیری می‌کند و باعث طولانی‌تر شدن مسیر عبور جریان دود در لوله می‌شود و در نتیجه دوده مدت زمان بیشتری در تماس با سطح تبادل حرارتی قرار می‌گیرد و میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد. عایق‌بندی و آب‌بندی قاب دیگ‌های بخار تجاری، راه‌حل دیگری برای افزایش بازده حرارتی می‌تواند باشد. همچنین، بازده اکسرژی دیگ بخار را با کمینه کردن برگشت‌ناپذیری و کاهش اتلاف حرارتی می‌توان افزایش داد. بازده اکسرژی توزیع‌کننده بخار (O) را نیز با ایزوله کردن مناسب جهت جلوگیری از اتلاف حرارتی می‌توان به‌طور قابل‌توجهی افزایش داد. بازده مخزن کندانس را نیز با می‌توان با عایق‌بندی مناسب و همچنین با افزایش اندازه آن نیز همراه با افزودن مقادیر آب کندانس با دمای بیشتر افزایش داد.



شکل ٤– سهم درصدی نرخ پتانسیل بهبود اجزای مختلف سامانه تولید بخار به نرخ پتانسیل بهبود کل

Fig.4. Percentile contribution of improvement potential rate of the different components of steam generation unit to the total improvement potential rate

در جدول ۳ و شکل ۴ نیز مقادیر نرخ‌های پتانسیل بهبود و درصد آن‌ها نشان داده شده است که به‌ترتیب دیگ بخار اول با ۱۰۲۹۵/۲۶

کیلووات و ۳۸/۷۰ درصد بالاترین پتانسیل بهبود به دلیل دارا بودن بیشترین نرخ تخریب اکسرژی، دیگ بخار سوم با ۷۰۵۰/۸۵ کیلووات و ۲۶/۵۰ درصد دومین نرخ پتانسیل بهبود بالا و دیگ بخار دوم با ۶۴۶۰/۶۰ کیلووات و ۲۴/۳۰ درصد سومین پتانسیل بهبود بالا را داشتند (شکل ۴). در حالت کلی در این سامانه درصد نرخ پتانسیل بهبود ۹۸ درصد برای کل دیگ‌های بخار گزارش شد که بیشترین سهم را در بین اجزای سامانه دارا بود. این نتایج با نتایج دولتی و همکاران (Dowlati *et al.*, 2017) و صوفیان و همکاران (Soufiyan *et al.*, 2016) مطابقت داشت به طوری که در گزارش آن‌ها نیز دیگ‌های بخار بیشترین سهم را در نرخ پتانسیل بهبود سامانه داشتند. همچنین در این سامانه منبع انبساط دارای کمترین درصد مقدار پتانسیل بهبود به دلیل کمترین مقدار نرخ تخریب اکسرژی بود (شکل ۴).

نتیجه‌گیری

به‌منظور تشخیص مکان‌های بازده‌های ترمودینامیکی و پتانسیل ذخیره انرژی، پارامترهای عملکرد اکسرژی از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک همه اجزای سامانه تولید بخار شرکت پاکدیس با انتخاب حجم کنترل مناسب و با استفاده معادلات موازنه انرژی و اکسرژی در این تحقیق محاسبه شد. با توجه به تحلیل انرژی و اکسرژی سامانه تولید بخار، بیش از ۹۸ درصد نرخ تخریب اکسرژی کل سامانه تولید بخار مربوط به دیگ‌های بخار بود که سهم عمده‌ای در بازده اکسرژی این سامانه داشتند. بیشترین درصد نرخ پتانسیل بهبود مربوط به دیگ بخار اول بود و همچنین بیشترین نرخ تلفات اکسرژی را دیگ بخار سوم دارا بود با این‌که کمترین مقدار نرخ تلفات اکسرژی را منبع انبساط سامانه داشت. با توجه به نتایج به‌دست آمده، توزیع‌کننده بخار سامانه و پمپ قبل دیگ بخار چهارم به‌ترتیب بیشترین و کمترین مقدار بازده اکسرژی سامانه تولید بخار را داشتند. به‌طور کلی این تحقیق توانست اهمیت تحلیل اکسرژی برای تشخیص اجزای سامانه با بیشترین تخریب اکسرژی را نشان دهد که می‌توان با تعیین این اجزا و ارائه راهکارهای مناسب برای هر یک از آن‌ها به بهبود بازده اکسرژی کل سامانه تولید بخار کمک نمود.

References

1. Ahmadi, G. R., and D. Toghraie. 2016. Energy and exergy analysis of montazeri steam power plant in iran, Renewable and Sustainable Energy Reviews 56: 454-463.
2. Çamdali, Ü., and M. Tunç. 2003. Exergy analysis and efficiency in an industrial AC electric ARC furnace. Applied Thermal Engineering 23: 2255-2267.
3. Colak, N., Z. Erbay, and A. Hepbasli. 2013. Performance assessment and optimization of industrial pasta drying. International Journal of Energy Research 37: 913-922.
4. Dincer, I. and Y. A. Cengel. 2001. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. Entropy 3: 116-149.
5. Dowlati, M., M. Aghbashlo, and M. M. Soufiyan. 2017. Exergetic performance analysis of an ice-cream manufacturing plant: a comprehensive survey. Energy 123: 445-459.
6. Gümüş, M., and M. Atmaca. 2013. Energy and exergy analyses applied to a CI engine fueled with diesel and natural gas. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects 35: 1017-1027.
7. Hepbasli, A. 2010. A review on energetic, exergetic and exergoeconomic aspects of geothermal district heating systems (GDHSs). Energy Conversion and Management 51: 2041-61.
8. Holman, J. P. 2001. Analysis of experimental data. In: Holman JP, editor. Experimental methods for engineers. Singapore: McGraw-Hill: 48-143.
9. Jokandan, M. J., M. Aghbashlo, and S. S. Mohtasebi. 2015. Comprehensive exergy analysis of an industrial-scale yogurt production plant. Energy 93: 1832-1851.
10. Kotas, T. J. 1995. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Krieger Publishing Company.
11. Kotas, T. J. 2012. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Exergon Publishing Company.
12. Mborah, C., and E. K. Gbadam. 2010. on the energy and exergy analysis of a 500 kW steam power plant at benso oil palm plantation (bopp). Research Journal of Environmental and Earth Sciences 2: 239-244.
13. Moran, J., and N. Talwar. 1994. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 3nd Edition, McGraw Hill, New Yirk.
14. Rosen, M. and I. Dincer. 2001. Exergy as the Confluence of Energy, Environment and Sustainable development. Exergy, an International Journal 1: 3-13.
15. Soufiyan, M. M., A. Dadak, S. S. Hosseini, F. Nasiri, M. Dowlati, M. Tahmasebi, and M. Aghbashlo. 2016. Comprehensive exergy analysis of a commercial tomato paste plant with a double-effect evaporator. Energy 111: 910-922.
16. Szargut, J., D. R. Morris, and F. R. Steward. 1988. Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes. Hemisphere Publishing Corporation., New York.
17. Todorović, M. N., D. S. Živković, M. V. Mančić, and G. S. Ilić. 2014. Application of energy and exergy analysis to increase efficiency of a hot water gas fired boiler. Chemical Industry & Chemical Engineering Quarterly 20 (4).

18. Utlu, Z., and A. Hepbasli. 2007. A review on analyzing and evaluating the energy utilization efficiency of countries. Renewable and Sustainable Energy Reviews 11: 1-29.
19. Ziaaddini, A., H. Mortezapour, M. Shamsi, and A. Sarafi. 2017. Energy and exergy analysis of a greenhouse heating system equipped with a parabolic trough concentrator and a flat-plate solar collector. Journal of Agricultural Machinery 9 (2): 439-453. (In Persian). DOI: 10.22067/jam.v9i2.65174.